

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE PORTÁLOVÉ FRÉZKY

DESIGN OF PORTAL MILLING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ŠTĚPÁN LASÁK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Štěpán Lasák

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce portálové frézky

v anglickém jazyce:

Design of portal milling machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti portálových frézek určených pro obrábění lehkých kovů, dřeva nebo umělé hmoty. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stroje. Provede základní konstrukční výpočty a vlastní konstrukci obráběcího stroje v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti portálových frézek.

Volba technických parametrů konstruovaného stroje.

Kontrolní konstrukční výpočty.

Zjednodušený konstrukční návrh portálové frézky.

Výkres sestavy konstruovaného stroje.

V elektronické příloze 3D model stroje.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

www.kovosvit.cz

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na oblast portálových (rovinných) frézek. První část práce představuje stručné seznámení s popisovaným strojem a jeho hlavní konstrukční části. Po vymezení oblasti a způsobu použití frézky budou zvoleny vhodné technické parametry. Na základě těchto parametrů jsou vypracovány základní konstrukční výpočty. V poslední řadě je vyhotoven výkres sestavy a 3D model stroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

portálová, frézka, rovinná

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on the field of router type (planar) milling machines. The first part of the thesis presents a brief introduction to the described machine and its main constructional parts. After setting the area of the milling machine's usage, appropriate parameters will be chosen. Elementary constructional are calculated based on these parameters. At last, a drawing of the assembly and a 3D model of the machine are made.

KEYWORDS

router, milling, machine, planar



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LASÁK, Š. *Konstrukce portálové frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 38 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2012

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu práce doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D za odborné rady a pozitivní přístup při vypracování mé práce.



OBSAH

Úvod	9
1 Definice a charakteristika portálové frézky	10
1.1 Stavba portálové frézky	10
1.2 Rozdělení portálových frézek	11
1.3 Popis jednotlivých částí portálové frézky	12
1.3.1 Pracovní stůl	12
1.3.2 Stojan	13
1.3.3 Příčník	13
1.3.4 Příčné saně	13
1.3.5 Vřeteník	13
1.3.6 Vřeteno	13
2 Volba technických parametrů konstr. stroje	15
3 Kontrolní konstrukční výpočty	19
3.1 Kontrolní výpočet lineárního vedení v ose X	19
3.1.1 Výpočet životnosti vozíku	20
3.2 Kontrolní výpočet lineárního vedení v ose Y	21
3.2.1 Výpočet životnosti vozíku	22
3.3 Kontrolní výpočet lineárního vedení v ose Z	22
3.3.1 Výpočet životnosti vozíku	23
3.4 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu osy X	24
3.4.1 Výpočet životnosti kuličkového šroubu	24
3.5 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu osy Y	27
3.5.1 Výpočet životnosti kuličkového šroubu	27
3.6 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu osy Z	29
3.6.1 Výpočet životnosti kuličkového šroubu	30
3.7 Volba servomotorů pro jednotlivé osy	32
3.8 Vyhodnocení kontrolních výpočtů	32
Závěr	33
Seznam použitých zkratk a symbolů	36
Seznam příloh	38



ÚVOD

Frézovací stroje obecně patří mezi nejrozšířenější a nejvýkonnější obráběcí stroje. Jsou určeny pro obrábění nejčastěji ploch rovinných, ale i rovných a zakřivených drážek, závitů, ozubených kol apod. Princip frézování je založen na využití mnohobřitého nástroje, přičemž jednotlivé břity (zuby) vcházející při obrábění do záběru postupně a opět ze záběru vycházejí. Hlavní (rotační) pohyb u frézovacích strojů koná nástroj, vedlejší (přísuv, posun) většinou obrobek. Podle konstrukční koncepce a druhu frézovacích operací se frézovací stroje dělí na frézky konzolové, stolové, ložové a rovinné. [1] Rovinnou, neboli portálovou frézku, se budu v následující práci zabývat.



1 DEFINICE A CHARAKTERISTIKA PORTÁLOVÉ FRÉZKY

Portálová (rovinná) frézka je obráběcí stroj určený k obrábění rovinných ploch nebo tvarově velmi složitých obrobků různých rozměrů - jako jsou formy, lisovací nástroje, razníky, zápustky. V oblasti konvenční výroby je stroj schopen zastoupit úlohu obrábění, vrtání, vystružování děr, zahlubování, řezání závitů, gravírování, apod. Pro svou výrobní rozmanitost jsou vhodné v kusových a malosériových výrobcích, své uplatnění ovšem najdou i v sériové výrobě. [1]



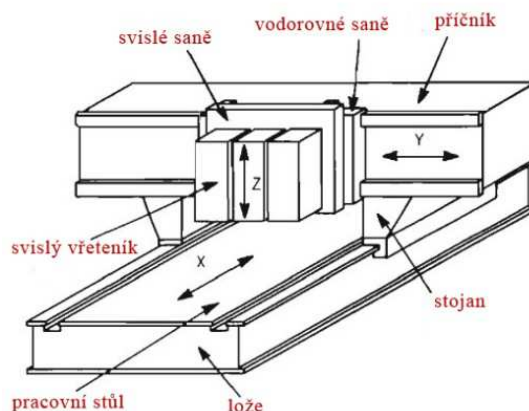
Obr. 1.1 Portálová frézka FZ30 fa Zimmermann [4]



Obr. 1.2 Dvouosá vřetenová hlava VH20 fa Zimmermann [4]

1.1 STAVBA PORTÁLOVÉ FRÉZKY

Základní částí stroje je portál, který je složen ze dvou stojanů, příčnicku, popř. příčky (mostu, viz obr. 1.7). Na příčnicku jsou umístěny saně se svislým vřeteníkem, ve výjimečných případech jsou na stojanu umístěny saně s vodorovným vřeteníkem. Další části jsou nepohyblivý, či pohyblivý stůl a lože. Samotný obráběcí proces probíhá ve tří až pěti souvisle řízených osách (tři lineární a dvě rotační) v závislosti na použití typu vřetenové hlavy. Tří-osá frézka je primárně určena pro obrábění plochých obrobků. Pěti-osou frézku je možné obrábět i složité 3D tvary.



Obr. 1.3 Základní části 3-osé portálové frézky, typ spodní gantry [3]



1.2 ROZDĚLENÍ PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Podle konstrukce portálu a stupně volnosti stolu rozlišujeme:

a) portálová frézka typu spodní gantry

Jedná se o nejčastější konstrukci, stroj sestává z pevného stolu, po němž se po stranách pohybují dva pojezdové stojany, spojené pevným příčným tvořícím portál (obr. 1.1). [1] Tato konstrukce se vyznačuje obtížnější regulací pohonu portálu, z důvodu použití dvou servomotorů. Dovoluje upnutí těžkých obrobků, pozitiva jsou menší nároky na zastavěný prostor a dobrým poměrem cena/výkon.

b) portálová frézka typu horní gantry

Svým tvarem připomíná stavbu obytných domů, stroj sestává z pevného stolu, rám je tvořen dvěma zdmi (stojany), po kterých se pohybuje ve třech osách X,Y,Z polohovací mechanismus vřetenové hlavy. [1] Toto řešení se vyznačuje vysokou tuhostí a dobrými tlumícími účinky i při vysokých řezných rychlostech.



Obr. 1.4 - Portálová frézka MCV 1210, typ horní gantry TAJMAC-ZPS[5]

c) portálová frézka s pojezdovým stolem

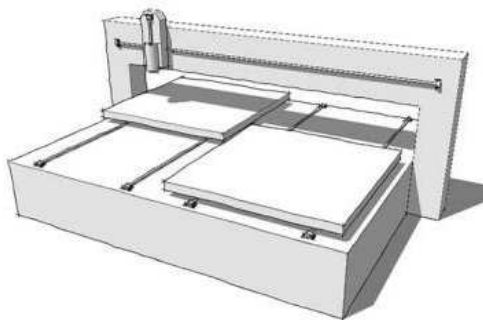
Stroj sestává z pevného nebo posuvného příčnicku a pohyblivého stolu, který má vodící plochy krytované teleskopickým krytem. [1] Z důvodu pohybu stolu zabírá frézka větší prostor než typ gantry, není vhodná pro obrábění těžkých obrobků, naopak zde odpadá možná obava ze složitěho elektrořízení dvou posuvových motorů. [1]



Obr. 1.5 - Portálová frézka SERIE FP s pevným příčníkem a pojezdovým stolem [6]



d) portálové frézky atypické konstrukce



Obr. 1.6 Pendulum - dvoustolová portálová frézka [8]



Obr. 1.7 Portálová frézka s pojezdovým stolem, příčnickem s jedním svislým vřetenem, mostem, a dvěma vodorovnými vřeteny [7]

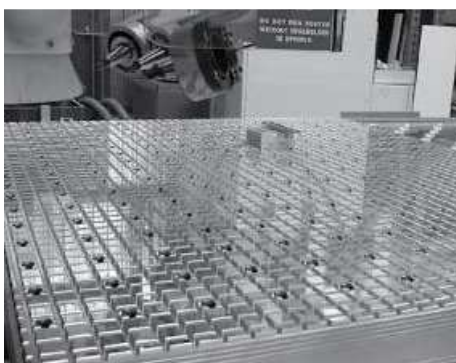
Dvoustolová portálová frézka umožňuje obrábění obrobku na jednom stole a současnou manipulaci obrobku dalšího na stole druhém. Jedná se tedy o řešení, které maximalizuje řezný čas a je žádané ve velkoobjemových nebo automatizovaných linkách.[8] Portálová frézka s pojezdovým příčnickem je vhodná pro obrábění vysokých obrobků. U klasické konstrukce s pevným příčnickem by velké vyložení nástroje negativně ovlivnilo životnost vedení vodorovných a svislých saní.

1.3 POPIS JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ PORTÁLOVÉ FRÉZKY

V následujícím textu budou ve stručnosti popsány jednotlivé části portálové frézky typu spodní gantry.

1.3.1 PRACOVNÍ STŮL

Stůl je pevná část, tvořená odlitkem, uložená na loži stroje. Stůl může být v provedení plochém, s T-drážkou, kolejnicový nebo maticový. Upnutí obrobku je mechanické (svěrky, čelisti, úpinky, atd.), magnetické nebo pomocí vakuových příchytů (umožní opracování materiálu v celé ploše stolu). Pevné uchycení obrobku zamezí případným vibracím, a tím zvýší kvalitu a přesnost obráběného povrchu. [3]



Obr. 1.8 Maticové provedení stolu s vakuovými příchytami [6]



Obr. 1.9 MBB-B2 frézka s pohyblivým kolejnicovým uchycením CMS NA [7]

1.3.2 STOJAN

Odlitek skříňovitého tvaru (svislý nebo šikmý), opatřen vodícími plochami pro uložení příčníku, popř. může tvořit s příčnίκem pevnou část (svařenec, šroubové spojení, atd..). Ve spodní části je opatřen vodícími prvky umožňující pohyb po loži stroje. [1] Vodící plochy mohou být kluzné (hydrostatické, hydrodynamické), aerostatické (využití stlačeného vzduchu), magnetické nebo tvořeny lineárním vedením (vedení valivé, skládá se z vozíku a kolejničky). [8]

1.3.3 PŘÍČNÍK

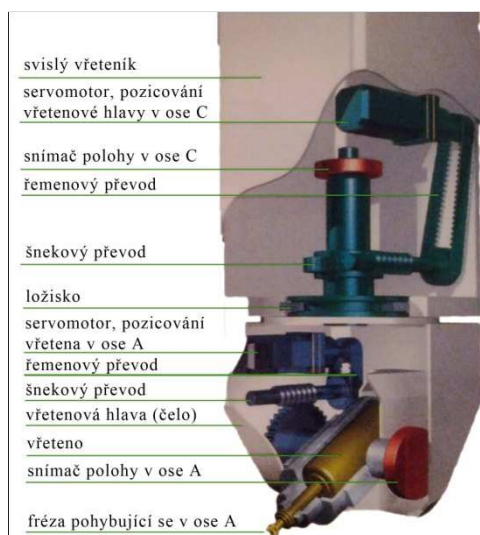
Odlitek, který vytváří pevné spojení dvou stojanů a jako celek tvoří portál. Na příčnίκu jsou uloženy příčné saně (zajišťují pohyb vřeteníku) nebo např. konzole pro uchycení hydraulického a chladicího agregátu. [1]

1.3.4 PŘÍČNÉ SANĚ

Příčné saně umožňují pohyb jednoho i více vřeteníků po příčnίκu pomocí valivých či kluzných elementů umístěných na jeho zadní příčné části. V přední části je umístěno vedení určené pro pohyb saní svislých [1]

1.3.5 VŘETENÍK

Část čtvercového nebo obdélníkového průřezu, ve které je umístěno vřeteno, včetně převodového ústrojí (řazení hydraulicko-mechanické) pro změnu otáček vřetena. Zadní část vřeteníku sestává z vodící plochy, na které jsou umístěny kalené vodící lišty. Ve spodní části vřeteníku je umístěno srdce portálové frézky - vřetenová-frézovací hlava, která je standardně pevná (nevýměnná) nebo automaticky výměnná. [1] Výběr frézovací hlavy je ovlivněn výkonností, obráběnými materiály, množstvím odebraného materiálu a kvalitou povrchu. [8]



Obr. 1.10 Dvouosý vřeteník AC3, fa Zimmermann [4]



Obr. 1.11 Trojosá vřetenová hlava [4]

1.3.6 VŘETENO

Vřeteno zajišťuje přesný rotační pohyb obráběcího nástroje - frézy. Je to velmi důležitý prvek každého obráběcího stroje, a proto jsou na konstrukční provedení kladeny náročné požadavky. Mezi určující faktory vřetena patří: vysoká přesnost chodu, dokonalé vedení (vřeteno nesmí

měnit polohu v prostoru), minimální ztráty v uložení, tuhost (deformace s přesností chodu mají vliv na kvalitu obráběného povrchu), dlouhá životnost a spolehlivost. [1][2] Pro následující konstrukci frézky budu uvažovat kompaktní AC vřeteno, s kotvou na krátko a třífázovým napájením. Regulace otáček bude provedena pomocí frekvenčního měniče. Upínání nástroje bude manuální do kuželové kleštiny.

Tab. 1.1 Druhy náhonu vřetena [1]

vložený převod	přímý náhon	elektrovřeteno
- řemenem - ozubenými koly - převodovkou	- spojení el. vřetena nebo servopohonu s vřeteníkem - spojky	- asynchronní motor - synchronní motor

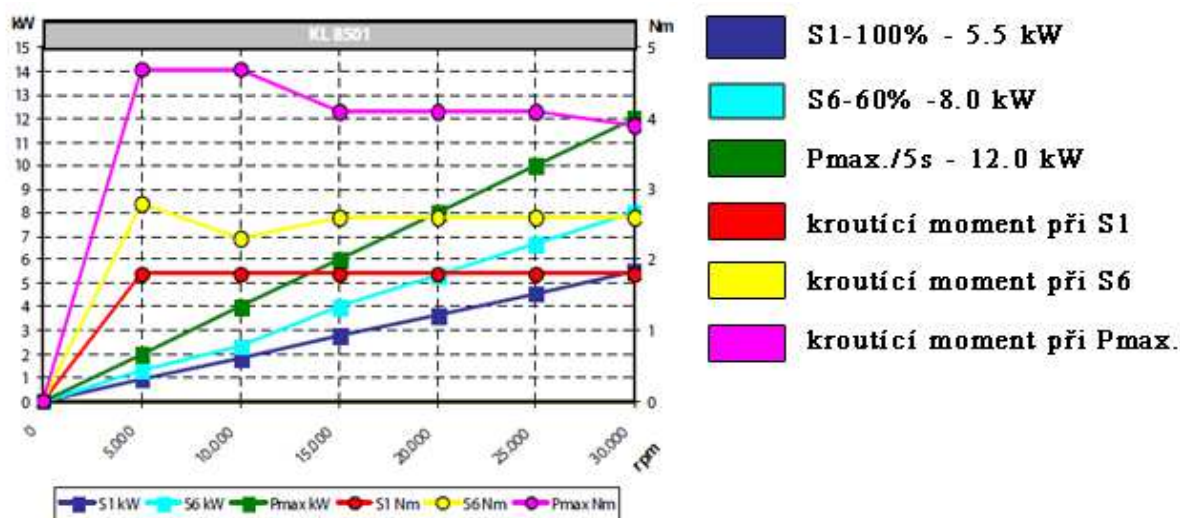


Obr. 1.12 Elektrovřeteno F100-H530.02 S11W2, 30.000rpm, 5.5 kW, 380V, f_a JÄGER [9]



Obr. 1.13 Vřeteno B035Block, řemenový pohon, f_a SETCO [10]

Při použití elektrovřetene je vždy důležité pamatovat na závislost výkonu a otáček. Výkon vřetene není konstantní a přibližnou hodnotu při n otáčkách nám poskytne výkonnostní diagram poskytnutý výrobcem vřetena.



Obr. 1.14 Výkonnostní diagram vřetene F100-H530.02 S11W2 [9]



2 VOLBA TECHNICKÝCH PARAMETRŮ KONSTR. STROJE

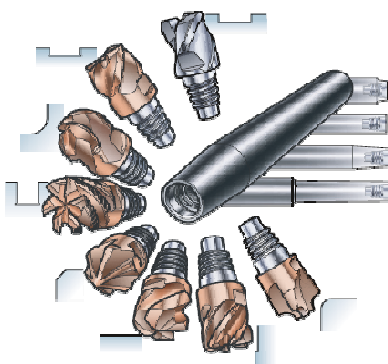
Navrhovaná portálová frézka spadá do kategorie poloprofesionální obráběcí stroj střední velikosti, určený (v souvislosti s typem řezné hlavy) pro čelní, tvarové a axiální frézování, dále pak frézování dutin, drážek, srážení hran, řezání závitů, apod.

Volba technických parametrů je podmíněna v zásadě typem obráběného materiálu. Od toho se navrhnu minimální parametry vřetena. Navrhovaná portálová frézka bude obrábět lehké kovy, dřevo a plasty. V dimenzování budeme tedy uvažovat pouze ISO-N skupinu materiálů - neferitické. Tato skupina materiálů obsahuje lehké kovy s tvrdostí menší 130 HB, s výjimkou vysoce pevnostního bronzu (< 300 HB).[11]

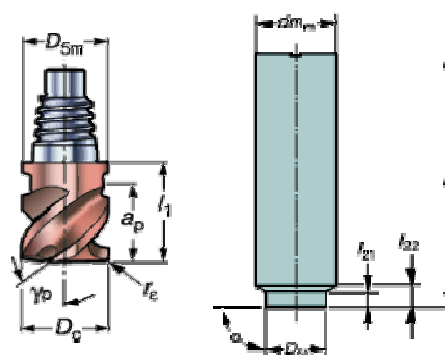
Tab. 2.1 Skupina lehkých kovů [11]

hliník	MMC	hořčíkové slitiny
- hliníkové slitiny obsahující nejvýše 12-13% křemíku (Si) - nejčastěji obráběný materiál	- metal matrix composite - kompozity s kovovou maticí	slitiny s Al, Cu, Mn, Si, atd.
měď	bronz	mosaz
- elektrolytické mědi s obsahem až 99,95% Cu	- slitina mědi s cínem (Sn) (10-14%) nebo hliníkem (Al) (3-10%)	- měď (60-85%) se zinkem (Zn) (40-15%)

Výpočet výkonu vřetena se bude vztahovat na frézování hliníku (<90HB), hrubování za použití stopkové frézy CoroMill® 316 se systémem výměnných řezných hlav:



Obr. 2.1 Fréza CoroMill® 316 [12]



Obr. 2.2 Univerzální řezná hlava se zaoblenými rohy, držák pro upnutí do kleštiny vřetena. [12]

**Parametry frézy CoroMill® 316 typ 316-16SM345-16000A [12]:**

- univerzální aplikace, určena pro obrábění hliníku, hrubování
- průměr frézy (D_c) $D_c = 16 \text{ mm}$
- maximální hloubka řezu (a_p) $a_p = 8.5 \text{ mm}$
- počet zubů frézy (z_c) $z_c = 3$
- úhel čela břitu (γ_0) $\gamma_0 = 9^\circ$

Doporučené řezné podmínky [11]:

Počáteční podmínky, dle doporučení výrobce frézy, pro obrábění N-skupiny materiálů, o maximální tvrdosti 90 HB:

- řezná rychlost (v_c) $v_c = 1000 \text{ m/min}$
- posuv na zub (f_z) $f_z = 0.080 \text{ mm}$

Hliník snadno ulpíná na břitu, a proto je nutné použít vysokých řezných rychlostí a ostrých břitů.

Otáčky vřetena (n) [11]

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_{CAP} \cdot \pi} = \frac{1000 \cdot 1000}{16 \cdot \pi} = \underline{19890 \text{ ot/min}} \quad (2.1)$$

kde:

D_{CAP} [mm] - průměr v záběru pro danou hloubku řezu a_p

Posuv stolu (v_f) [11]

$$v_f = f_z \cdot z_c \cdot n = 0.08 \cdot 3 \cdot 19890 = \underline{4775 \text{ mm/min}} \quad (2.2)$$

průměrná tloušťka třísky (h_m) [11]

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D_{CAP}}} = 0.08 \cdot \sqrt{\frac{16}{16}} = \underline{0.08 \text{ mm}} \quad (2.3)$$

kde:

a_e [mm] - šířka pracovního záběru

D_{CAP} [mm] - radiální hloubka řezu, šířka záběru

Měrná řezná síla (k_c) [11]

$$k_c = k_{c1} \cdot h_m^{-mc} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = 700 \cdot 0.08^{-0.25} \left(1 - \frac{9}{100}\right) = \underline{1198 \text{ N/mm}^2} \quad (2.4)$$

kde:

k_{c1} [N/mm²] - měrná řezná síla hliníku s obsahem < 13% Si, HB < 90

mc - materiálová charakteristika



Tab. 2.2 Specifické řezné síly lehkých kovů [11]

MC code	Material group	Material sub-group	Manufacturing process	Heat treatment	nom	Specific cutting force, k_{ct} (N/mm ²)	m_c
N1.1.Z.UT	aluminium based alloys	1 commercially pure	Z	UT untreated	30 HB	350	0.25
N1.2.Z.UT		2	Z cast	UT	60 HB	400	0.25
N1.2.Z.AG		2	Z	AG aged	100 HB	650	0.25
N1.2.S.UT		2 AlSi alloys, Si ≤1%	S sintered	UT untreated	75 HB	410	0.25
N1.2.C.NS		2	C	NS not specified	80 HB	410	0.25
N1.3.C.UT		3 AlSi cast alloys, Si ≤1% and <13%	C cast	UT untreated	75 HB	600	0.25
N1.3.C.AG		3	C	AG aged	90 HB	700	0.25
N1.4.C.NS		4 AlSi cast alloys, Si ≥13%	C	NS not specified	130 HB	700	0.25
N2.0.C.UT	magnesium based alloys	0 main group	C cast	UT untreated	70 HB		
N3.1.U.UT	copper based alloys	1 non-leaded copper alloys (incl. electrolytic copper)	U not specified	UT	100 HB	1350	0.25
N3.2C.UT		2 leaded brass & bronzes (Pb ≤1%)	C cast	UT	90 HB	550	0.25
N3.3.S.UT		2	S sintered	UT	35 HB		
N3.3.U.UT		3 free cutting copper based alloys (Pb >1%)	U not specified	UT	110 HB	550	0.25
N3.4.C.UT		4 high strength bronzes (>225HB)	C cast	UT	300 HB		
N4.0.C.UT	zinc based alloys	0 main group	C cast	UT untreated	70 HB		

Rychlost úběru materiálu (Q) [11]

$$Q = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f}{1000} = \frac{8.5 \cdot 16 \cdot 4775}{1000} = \underline{650 \text{ cm}^3/\text{min}} \quad (2.5)$$

Požadovaný užitečný výkon (P_c) [11]

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} = \frac{8.5 \cdot 16 \cdot 4775 \cdot 1198}{60 \cdot 10^6} = \underline{12.963 \text{ kW}} \quad (2.6)$$

Krouticí moment (M_c) [11]

$$M_c = \frac{P_c \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n} = \frac{12.963 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 19890} = \underline{6.222 \text{ Nm}} \quad (2.7)$$

Výkon 13 kW při 20tis. otáčkách představuje již vřetenou vyšší cenové kategorie, které by bylo při uvažované konstrukci a použití frézovacího stroje neefektivní. Vřetenou cenově příznivější získáme vhodným snížením řezných parametrů. Důležitý parametr při obrábění lehkých kovů je řezná rychlost, jeho redukce bude tedy minimální.

Volím:

- řezná rychlost (v_c) $v_c = 900 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

- maximální hloubka řezu (a_p) $a_p = 2.9 \text{ mm}$

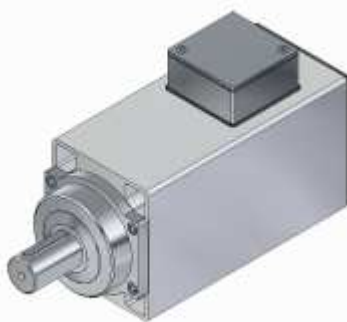


Přepočet:

$$\begin{aligned}
 \text{otáčky:} \quad n &= \frac{v_c \cdot 1000}{D_{CAP} \cdot \pi} = \frac{900 \cdot 1000}{16 \cdot \pi} = \underline{17900 \text{ ot/min}} \\
 \text{rychlost posuvu:} \quad v_f &= f_z \cdot z_c \cdot n = 0.08 \cdot 3 \cdot 17900 = \underline{4297 \text{ mm/min}} \\
 \text{úběr materiálu:} \quad Q &= \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f}{1000} = \frac{2.9 \cdot 16 \cdot 4297}{1000} = \underline{200 \text{ cm}^3/\text{min}} \\
 \text{výkon:} \quad P_C &= \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6} = \frac{2.9 \cdot 16 \cdot 4297 \cdot 1198}{60 \cdot 10^6} = \underline{3.980 \text{ kW}} \\
 \text{kroučicí moment:} \quad M_C &= \frac{P_C \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n} = \frac{12.963 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 17900} = \underline{2.9 \text{ Nm}}
 \end{aligned}$$

Vhodné snížení řezných podmínek nám určí výkon vřetena 4 kW při 18000 otáčkách. Takové vřeteno nám již plně vyhovuje, proto nebude další redukce parametrů potřeba.

Vybírám kompaktní AC elektrovřeteno firmy ELTE, typ PE4 13/2 [13]



Obr. 2.3 Elektrovřeteno PE4 13/2 [13]

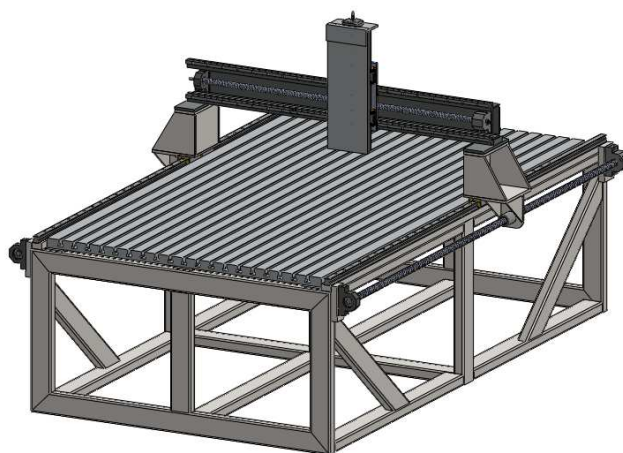
Tab. 2.3 Parametry elektrovřetena ELTE [13]

Typ	Napětí [V]	Frekvence [Hz]	Otáčky [ot/min]	Výkon [kW]	Váha [kg]
PE4 13/2	380	300	18000	4	12

Vřeteno bude vybaveno kleštinovým sklíčidlem pro upínání kleštiny ER 32. Otáčky vřetena budou regulovatelné pomocí frekvenčního měniče dodaného od výrobce vřetena.

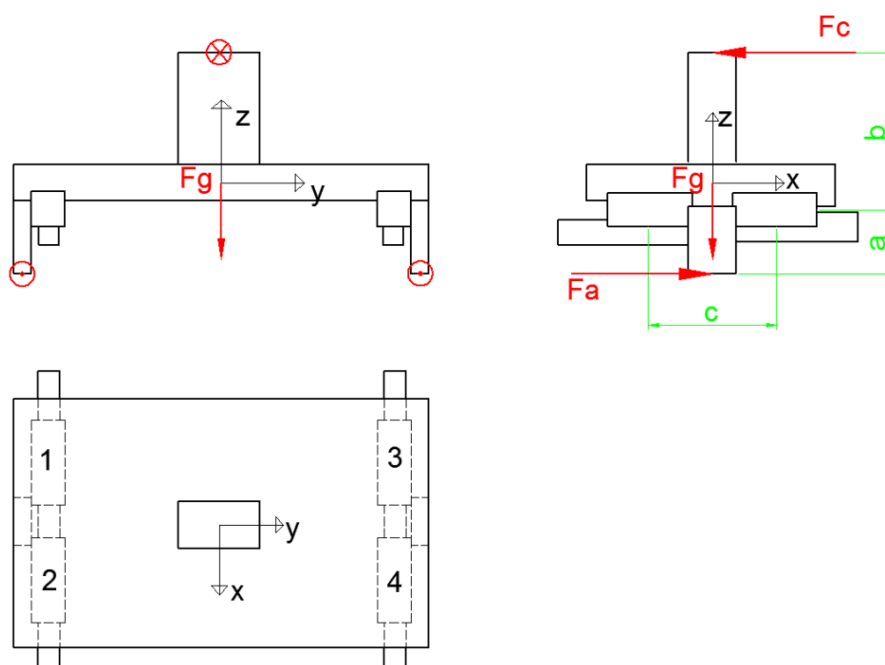
3 KONTROLNÍ KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY

Uvažovaná konstrukce je frézka typu spodní gantry, pracovní rozsah (X,Y,Z) 1800x900x200mm, lože i portál je svařenec, na kterém jsou vyfrézovány vodící plochy pro uložení vedení, lineární vedení u všech os pomocí vozíku a kolejničky, osy budou poháněny AC servomotory přes kuličkové šrouby s maticí. Náhon šroubů přes vložený převod řemenem.



Obr. 3.1 Předběžný návrh portálové frézky

3.1 KONTROLNÍ VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE X



Obr. 3.2 Zjednodušené schéma lineárního vedení v ose X

**Popis k obr. 3.2:**

1,2,3,4 - označení vozíku

a - vzdálenost od kuličkového šroubu po vozík

$$a = 0.070 \text{ m}$$

b - vzdálenost od vozíku po střed příčnicku

$$b = 0.320 \text{ m}$$

c - vzdálenost mezi vozíky

$$c = 0.110 \text{ m}$$

F_c - řezná síla

$$F_c = 1200 \text{ N}$$

F_g - tíhová síla

F_a - axiální síla

Velikost tíhové síly (F_g) [14]

$$F_g = (m_v + m_p) \cdot g = (40 + 100) \cdot 9.8 = 1370 \text{ N} \quad (3.1)$$

kde:

m_v [kg]

- předpokládaná hmotnost vřeteníku

m_p [kg]

- předpokládaná hmotnost portálu

g [ms^{-2}]

- tíhové zrychlení

Velikost axiální síly (F_a) [14]

$$F_a = F_c + F_g \cdot f_s = 1200 + 1370 \cdot 0.008 = 1211 \text{ N} \quad (3.2)$$

kde:

f_s [-]

- součinitel tření vozíku a kolejnice

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku (P) [14]

$$P = \frac{F_a \cdot a}{2 \cdot c} + \frac{F_c \cdot b}{2 \cdot c} + \frac{F_g}{4} = 2470 \text{ N} \quad (3.3)$$

Volím lineární vedení **SKF LLTHC 25 U T1 P5** s dynamickou únosností $C = 12400 \text{ N}$

3.1.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VOZÍKU [14]

- třída předpětí T1 (2%C) - lehké

- dynamická únosnost redukována C'

$$C' = C - C \cdot 0.02 = 12150 \text{ N}$$

Životnost vozíku (L_{10}) [14]:

$$L_{10} = \left(\frac{C'}{P} \right)^3 \cdot 10^5 = 1.194 \cdot 10^7 \text{ m} \quad (3.4)$$

Nominální životnost vozíku (L_{10H}) [14]:

$$L_{10H} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n_v \cdot 60} = \frac{1.194 \cdot 10^7}{2 \cdot 1.8 \cdot 1.2 \cdot 60} = \underline{46\,320 \text{ hod}} \quad (3.5)$$

kde:

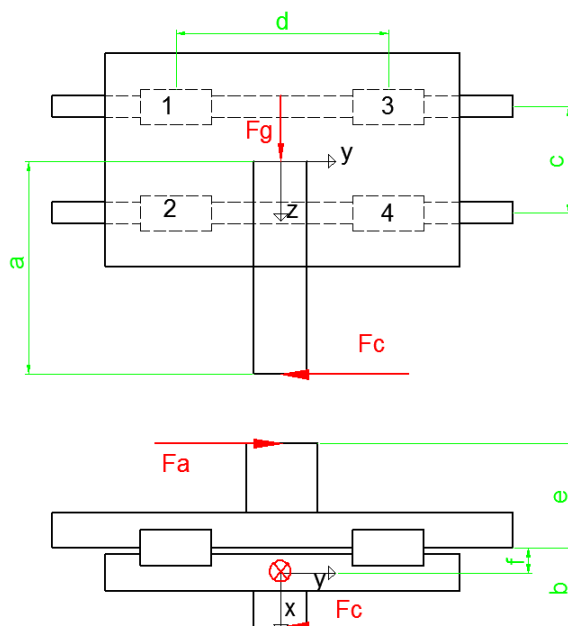
s [m]

- zdvih vozíku

n_v [-]

- frekvence zdvihu (2x zdvih/min)

3.2 KONTROLNÍ VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Y



Obr. 3.3 Zjednodušené schéma lineárního vedení v ose Y

Popis k obr. 3.3:

1,2,3,4 - označení vozíku

a - vertikální vzd. od nástroje (max. vyložení) po střed saní

b - horizontální vzdálenost od nástroje po vozík

c - vzdálenost mezi kolejnicemi

d - vzdálenost mezi vozíky

e - vzdálenost mezi kuličkovým šroubem a vozíkem

f - vzdálenost mezi těžištěm saní a vozíkem

F_c - řezná síla

F_g - tíhová síla

F_a - axiální síla

$$a = 0.325 \text{ m}$$

$$b = 0.070 \text{ m}$$

$$c = 0.130 \text{ m}$$

$$d = 0.120 \text{ m}$$

$$e = 0.040 \text{ m}$$

$$f = 0.030 \text{ m}$$

$$F_c = 1200 \text{ N}$$

Velikost tíhové síly (F_g) a axiální síly (F_a):

$$F_g = (m_v) \cdot g = (40) \cdot 9.8 = 392 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$F_a = F_c + F_g \cdot f_s = 1200 + 392 \cdot 0.008 = 1205 \text{ N} \quad (3.7)$$

kde:

m_v [kg]

g [ms^{-2}]

f_s [-]

- předpokládaná hmotnost vřeteníku

- tíhové zrychlení

- součinitel tření vozíku a kolejnice

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku (P):

$$P = \frac{Fc \cdot b}{2 \cdot d} + \frac{Fa \cdot e}{2 \cdot d} + \frac{Fc \cdot a}{2 \cdot c} + \frac{Fg \cdot f}{2 \cdot d} \quad (3.8)$$

$$P = \frac{1200 \cdot 0.070}{2 \cdot 0.120} + \frac{1205 \cdot 0.040}{2 \cdot 0.120} + \frac{1200 \cdot 0.325}{2 \cdot 0.130} + \frac{392 \cdot 0.030}{2 \cdot 0.120} = 2095N \quad (3.9)$$

Volím lineární vedení **SKF LLTHC 20 U T1 P5** s dynamickou únosností $C = 9500 N$

3.2.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VOZÍKU [14]

- třída předpětí T1 (2%C) - lehké

- dynamická únosnost redukováná C' $C' = C - C \cdot 0.02 = 9310N$

Životnost vozíku (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C'}{P} \right)^3 \cdot 10^5 = 8.772 \cdot 10^6 m$$

Nominální životnost vozíku (L_{10H}):

$$L_{10H} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n_v \cdot 60} = \frac{1.194 \cdot 10^7}{2 \cdot 1 \cdot 2.15 \cdot 60} = \underline{34\,020\,hod}$$

kde:

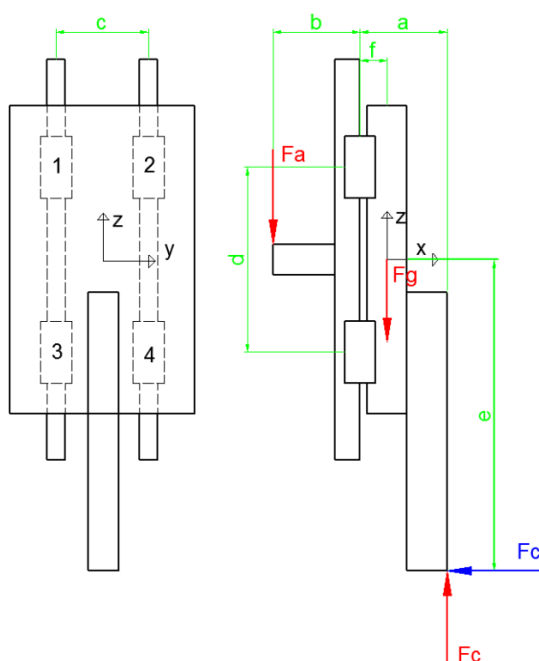
s [m]

- zdvih vozíku

n_v [-]

- frekvence zdvihu (2x zdvih/min)

3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Z



Obr. 3.4 Zjednodušené schéma lineárního vedení v ose Z

**Popis k obr. 3.4:**

1,2,3,4 - označení vozíku

a - vzdálenost od nástroje po těžiště vozíku

$$a = 0.080 \text{ m}$$

b - vzdálenost od kuličkového šroubu po těžiště vozíku

$$b = 0.020 \text{ m}$$

c - vzdálenost mezi kolejnicemi

$$c = 0.110 \text{ m}$$

d - vzdálenost mezi vozíky

$$d = 0.150 \text{ m}$$

f - vzdálenost mezi těžištěm saní a těžištěm vozíku

$$f = 0.040 \text{ m}$$

e - vzdálenost od nástroje po těžiště saní

$$e = 0.380 \text{ m}$$

$F_c, F_{c'}$ - řezná síla

$$F_c = F_{c'} = 1200 \text{ N}$$

F_g - tíhová síla

F_a - axiální síla

Velikost tíhové síly (F_g) a axiální síly (F_a)

$$F_g = (m_v) \cdot g = (40) \cdot 9.8 = 392 \text{ N} \quad (3.10)$$

$$F_a = F_c = 1200 \text{ N}$$

kde:

m_v [kg]

- předpokládaná hmotnost vřeteníku

g [ms^{-2}]

- tíhové zrychlení

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku (P):

$$P = \frac{F_c \cdot a}{2 \cdot d} + \frac{F_a \cdot b}{2 \cdot d} - \frac{F_g \cdot f}{2 \cdot d} = 437 \text{ N} \quad (3.11)$$

Volím lineární vedení **SKF LLTHC 15 SU T1 P5** s dynamickou únosností $C = 5800 \text{ N}$

3.3.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VOZÍKU [14]

- třída předpětí T1 (2%C) - lehké

- dynamická únosnost redukována C'

$$C' = C - C \cdot 0.02 = 5684 \text{ N}$$

Životnosti vozíku (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C'}{P} \right)^3 \cdot 10^5 = 2.199 \cdot 10^8 \text{ m}$$

Nominální životnost vozíku (L_{10H}):

$$L_{10H} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n_v \cdot 60} = \frac{2.199 \cdot 10^8}{2 \cdot 0.200 \cdot 10.75 \cdot 60} = \underline{852\,920 \text{ hod}}$$

kde:

s [m]

- zdvih vozíku

n [-]

- frekvence zdvihu (2x zdvih/min)



Velká hodnota nominální životnosti je způsobena malým dynamickým zatížením. To je způsobeno poměrem malé vzdálenosti (od těžiště vozíku) sil F_a a F_c a velkou vzdáleností mezi vozíky (vzdálenost d). Z důvodu velkého vyložení nástroje je nutné zkontrolovat uložení vedení při statickém zatěžování (řezná síla kolmá k ose vedení - F_c'):

Ekvivalentní statické zatížení vozíku (P):

$$P = \frac{F_g \cdot f}{2 \cdot d} + \frac{F_c \cdot e}{2 \cdot d} = 1519N \quad (3.12)$$

Výpočet statické životnosti vozíku (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C_0}{P}\right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{9000}{1519}\right)^3 \cdot 10^5 = \underline{2.081 \cdot 10^7 m}$$

kde:

C_0 [N]

- statická únosnost vozíku

Vypočítaná hodnota je dvakrát větší než životnost u lineárního vedení v ose X a představuje nominální životnost 92 640 hod při pohybu osy X. Z tohoto důvodu výběr vyhovuje.

3.4 KONTROLNÍ VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU OSY X

Prvotní výběr kuličkového šroubu za předpokladu stejné velikosti jako lineární vedení, všechny šrouby jsou okružované (IT7), uložení hřídelů v ložiskových domcích.

Volba kuličkového šroubu osy X

SKF typ PND 25x10R s předepnutou maticí dle DIN 69051

Tab. 3.1 Parametry kuličkového šroubu SKF, typ PND 25x10R [15]

Nominální průměr d_0 [mm]	Stoupání závitu P_h [mm]	Délka šroubu [mm]	Dynamická únosnost C_a [kN]	Předpětí T_{pr} [Nm]	Hmotnost šroubu [kg/m]	M. setrvačnosti 1metru šroubu [kg.mm ²]
25	10	2050	14,7	0,30	3,50	255

3.4.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Axiální síla v ose šroubu (F_a):

$$F_a = k_c + (m_v + m_p) \cdot g \cdot f_s = 1200 + (40 + 100) \cdot 9.8 \cdot 0.040 = 1253 N \quad (3.13)$$

kde:

k_c [N]

- řezná síla

m_v [kg]

- předpokládaná hmotnost vřeteníku



m_p [kg]

- předpokládaná hmotnost portálu

f_s [-]

- součinitel tření vozíku a kolejnice

Životnost šroubu: (L_{10}) [15]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{\frac{F_a}{1000}} \right)^3 = \left(\frac{14.7}{\frac{1253}{1000}} \right)^3 = 1.457 \cdot 10^3 \text{ milionu otočení} \quad (3.14)$$

kde:

F_a [N]

- axiální síla

Požadované otáčky šroubu (n_p) [15]:

$$n_p = \frac{v_f}{P_h} = \frac{4297}{10} = 430 \text{ ot/min} \quad (3.15)$$

kde:

v_f [mm/min]

- posuv stolu

P_h [mm]

- stoupání závitu KŠ

Nominální životnost (L_{10H}) [15]:

$$L_{10H} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_p \cdot 60} = 56\,500 \text{ hod} \quad (3.16)$$

Kritické otáčky hřídele (n_{kr}) [15]:

$$n_{kr} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_1 \cdot d_2}{l_u^2} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.8 \cdot 20.5}{2000^2} = 954.275 \text{ ot/min} \quad (3.17)$$

kde:

f_1 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

l_u [mm]

- vzdálenost mezi uložení KŠ

Kritické otáčky hřídele - provozní (n_k) [15]:

$$n_k = n_{kr} \cdot 0.8 = 763 \text{ ot/min} \quad (3.18)$$

- z bezpečnostního hlediska koeficient 0.8, toto představuje kritický posuv stolu 7.6 m/min



Rychlostní limit hřídele - rychloposuv (n_r) [15]:

$$n_r = \frac{50000}{d_0} \cdot 0.9 = \frac{50000}{25} \cdot 0.9 = 1800 \text{ ot/min} \quad (3.19)$$

kde:

d_0 [mm]

- nominální průměr kuličkového šroubu

- z bezpečnostního hlediska koeficient 0.9, n_r představuje maximální otáčky hřídele pro krátké pojezdy bez odporu řezné síly (rychloposuv), toto představuje rychloposuv portálu v ose X až teoretických 18 m/min

Vzpěrná síla (F_{vz}) [15]:

$$F_{vz} = \frac{34000 \cdot f_3 \cdot d_2^4}{l_u^2} = \frac{34000 \cdot 2 \cdot 20.5^2}{2000^2} = 3002 \text{ N} \quad (3.20)$$

kde:

f_3 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

l_u [mm]

- vzdálenost mezi uložení KŠ

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability:

$$s_v = \frac{F_{vz}}{F_a} = \frac{3002}{1253} = \underline{2.40} \quad (3.21)$$

kde:

F_a [N]

- axiální síla

Teoretická účinnost (η) [15]:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \cdot \mu} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 25}{10} \cdot 0.006} = 0.955 [-] \quad (3.22)$$

kde:

μ [-]

- koeficient typu kuličkového šroubu

Praktická účinnost (η_p) [15]:

$$\eta_p = \eta \cdot 0.9 \cdot 100 = 85.9 \% \quad (3.23)$$



Kroutící moment v klidu (M_k) [15]:

$$M_k = \frac{Fa \cdot n_p \cdot P_h}{60000 \cdot \eta_p} = \frac{1253 \cdot 0.859 \cdot 430}{60000 \cdot 0.859} = 2.32 \text{ Nm} \quad (3.24)$$

kde:

P_h [mm]

- stoupání závitu KŠ

η_p [-]

- praktická účinnost

n_p [ot/min]

- otáčky KŠ

3.5 KONTROLNÍ VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU OSY Y

Stejný předpoklad jako při výběru kuličkového šroubu a matice v ose X.

Volba kuličkového šroubu osy Y

SKF typ BX 20x5R s předepnutou maticí a kruhovou přírubou FHRF

Tab. 3.2 Parametry kuličkového šroubu SKF, typ BX 20x5R [7]

Nominální průměr d_0 [mm]	Stoupání závitu P_h [mm]	Délka šroubu [mm]	Dynamická únosnost C_a [kN]	Předpětí T_{pr} [Nm]	Hmotnost šroubu [kg/m]	M. setrvačnosti 1metru šroubu [kg.mm ²]
20	5	1250	14,5	0,10	2,00	85

3.5.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Axiální síla v ose šroubu (F_a):

$$F_a = k_c + m_v \cdot g \cdot f_s = 1200 + 40 \cdot 9.8 \cdot 0.040 = 1213 \text{ N} \quad (3.25)$$

kde:

k_c [N]

- řezná síla

m_v [kg]

- hmotnost vřeteníku

f_s [-]

- součinitel tření vozíku a kolejnice

Životnost KŠ (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{\frac{F_a}{1000}} \right)^3 = \left(\frac{14.7}{\frac{1213}{1000}} \right)^3 = 1.706 \cdot 10^3 \text{ milionů otočení}$$

kde:

F_a [N]

- axiální síla



Požadované otáčky šroubu (n_p):

$$n_p = \frac{v_f}{P_h} = \frac{4297}{5} = 860 \text{ ot/min}$$

kde:

v_f [m/min]

- posuv stolu

P_h [mm]

- stoupání závitu KŠ

Nominální životnost (L_{10H}):

$$L_{10H} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_p \cdot 60} = \frac{1.706 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{860 \cdot 60} = 33\,090 \text{ hod}$$

Kritické otáčky hřídele (n_{kr}):

$$n_{kr} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_1 \cdot d_2}{l_u^2} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.8 \cdot 16.8}{1200^2} = 2159 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

f_1 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

Kritické otáčky hřídele - provozní (n_k):

$$n_k = n_{kr} \cdot 0.8 = 1728 \text{ ot/min}$$

Rychlostní limit hřídele - rychloposuv (n_r):

$$n_r = \frac{50000}{d_0} \cdot 0.9 = 2250 \text{ ot/min}$$

kde:

d_0 [mm]

- nominální průměr kuličkového šroubu

- z bezpečnostního hlediska koeficient 0.9, n_r představuje maximální otáčky hřídele pro krátké úseky bez odporu řezné síly (rychloposuv), toto představuje rychloposuv horizontálních saní v ose Y až teoretických 11 m/min

Vzpěrná síla (F_{vz})

$$F_{vz} = \frac{34000 \cdot f_3 \cdot d_2^4}{l_u^2} = \frac{34000 \cdot 2 \cdot 16.7^2}{1200^2} = 3673 \text{ N}$$

kde:

f_3 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

l_u [mm]

- vzdálenost mezi uložení KŠ



bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability:

$$s_v = \frac{F_{vz}}{Fa} = \frac{3673}{1213} = 3$$

kde:

F_{vz} [N]

- vzpěrná síla kuličkového šroubu

Fa [N]

- axiální síla působící na kuličkový šroub

Teoretická účinnost (η)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \cdot \mu} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 20}{5} \cdot 0.006} = 0.930 [-]$$

kde:

d_0 [mm]

- nominální průměr kuličkového šroubu

μ [-]

- koeficient typu kuličkového šroubu

Praktická účinnost (η_p)

$$\eta_p = \eta \cdot 0.9 \cdot 100 = 83.7 \%$$

Krouticí moment v klidu (M_k)

$$M_k = \frac{Fa \cdot P_h}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_p} = \frac{1200 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0.837} = 1.2 \text{ Nm}$$

kde:

P_h [mm]

- stoupání závitu KŠ

3.6 KONTROLNÍ VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU OSY Z

Stejný předpoklad jako při výběru kuličkového šroubu a matice v ose X.

Volba kuličkového šroubu osy Y

SKF typ BND 16x5R s předepnutou maticí a kruhovou přírubou, dle DIN 69051

Tab. 3.3 Parametry kuličkového šroubu SKF, typ BND 16x5R [7]

Nominální průměr d_0 [mm]	Stoupání závitu P_h [mm]	Délka šroubu [mm]	Dynamická únosnost Ca [kN]	Předpětí T_{pr} [Nm]	Hmotnost šroubu [kg/m]	M. setrvačnosti 1 metru šroubu [kg.mm ²]
16	5	500	8,1	0,05	1,30	33



3.6.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Axiální síla v ose šroubu (F_a):

$$F_a = k_c - m_s \cdot g = 1200 - 25 \cdot 9.8 \cdot 0.040 = 953 \text{ N} \quad (3.26)$$

kde:

k_c [N]

- řezná síla

m_s [kg]

- hmotnost svislých saní

g [ms^{-2}]

- tíhové zrychlení

Životnost KŠ (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{\frac{F_a}{1000}} \right)^3 = \left(\frac{8.1}{\frac{953}{1000}} \right)^3 = 615 \text{ milionů otočení}$$

kde:

F_a [N]

- axiální síla

Požadované otáčky šroubu (n_p):

$$n_p = \frac{v_{fs}}{P_h} = \frac{4297}{5} = 860 \text{ ot/min}$$

kde:

v_{fs} [m/min]

- posuv svislých saní

P_h [mm]

- stoupání závitu KŠ

Nominální životnost (L_{10H}):

$$L_{10H} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_p \cdot 60} = 11\,920 \text{ hod}$$

Kritické otáčky hřídele (n_{kr}):

$$n_{kr} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_1 \cdot d_2}{l_u^2} = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.8 \cdot 12.7}{450^2} = 2766 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

f_1 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

l_u [mm]

- vzdálenost mezi uloženími KŠ

Kritické otáčky hřídele - provozní (n_k):

$$n_k = n_{kr} \cdot 0.8 = 2213 \text{ ot/min}$$

Rychlostní limit hřídele - rychloposuv (n_r):

$$n_r = \frac{50000}{d_0} \cdot 0.9 = 2813 \text{ ot/min}$$



kde:

d_0 [mm]

- nominální průměr kuličkového šroubu

- z bezpečnostního hlediska koeficient 0.9, n_r představuje maximální otáčky hřídele pro krátké úseky bez odporu řezné síly (rychloposuv), toto představuje rychloposuv horizontálních saní v ose Y až teoretických 14 m/min

Vzpěrná síla (F_{vz})

$$F_{vz} = \frac{34000 \cdot f_3 \cdot d_2^4}{l_u^2} = \frac{34000 \cdot 2 \cdot 12.7^2}{450^2} = 3673 \text{ N}$$

kde:

f_3 [-]

- koeficient uložení kul. šroubu (axiálně a radiálně)

d_2 [mm]

- patní průměr kuličkového šroubu

l_u [mm]

- vzdálenost mezi uložení KŠ

bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability:

$$s_v = \frac{F_{vz}}{Fa} = \frac{3673}{953} = \underline{3.85}$$

kde:

Fa [N]

- axiální síla

Teoretická účinnost (η)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \cdot \mu} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 16}{5} \cdot 0.006} = 0.940 [-]$$

kde:

d_0 [mm]

- nominální průměr kuličkového šroubu

μ [-]

- koeficient typu kuličkového šroubu

Praktická účinnost (η_p)

Nepřímá účinnost (η')

(3.27)

$$\eta_p = \eta \cdot 0.9 \cdot 100 = 84.9 \%$$

$$\eta' = 2 - \eta^{-1} = 0.94$$

Kroutící moment v klidu (M_k)

$$M_k = \frac{Fa \cdot P_h}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_p} = \underline{0.812 \text{ Nm}}$$

Zádržný moment v klidu (M_B)

$$M_B = \frac{Fz \cdot P_h \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} = \frac{m_s \cdot 9.8 \cdot 5 \cdot 0.94}{2000 \cdot \pi} = \underline{0.185 \text{ Nm}} \quad (3.28)$$

kde:

m_s [kg]

- předpokládaná hmotnost svislých saní

η' [-]

- nepřímá účinnost KŠ



3.7 VOLBA SERVOMOTORŮ PRO JEDNOTLIVÉ OSY

Osa X je poháněna dvěma servomotory, každý s minimálním kroutícím momentem 2.32 Nm.

Volím: Servomotor ESTUN EMJ-08A [16]

Tab. 3.4 Parametry servomotoru ESTUN EMJ-08A [16]

Výkon [W]	Jmenovitý proud [Arms]	Nominální moment [Nm]	Špičkový moment [Nm]	Nominální otáčky [ot/min]	Maximální otáčky [ot/min]	Enkodér
750	4.0	2.40	7.16	3000	4500	inkrementální: 2500 pulzů/ot

Osa Y, respektive Z, je poháněna servomotorem s minimálním kroutícím momentem 1.2 Nm, respektive 0.8 Nm. Pro obě tyto osy volím stejný typ elektromotoru, pouze elektromotor v ose Z je vybaven navíc brzdou o velikosti 0.9 Nm[16].

Volím: Servomotor ESTUN EMJ-04A [16]

Tab. 3.5 Parametry servomotoru ESTUN EMJ-04A [16]

Výkon [W]	Jmenovitý proud [Arms]	Nominální moment [Nm]	Špičkový moment [Nm]	Nominální otáčky [ot/min]	Maximální otáčky [ot/min]	Enkodér
400	2.7	1.27	3.82	3000	4500	inkrementální: 2500 pulzů/ot

3.8 VYHODNOCENÍ KONTROLNÍCH VÝPOČTŮ

Tab. 3.6 Sumarizace kontrolních výpočtů

	ŽIVOTNOST LINEÁRNÍHO VEDENÍ [hod]	ŽIVOTNOST KULIČKOVÉHO ŠROUBU [hod]	BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU VZPĚRNÉ STABILITY [-]
OSA X	46 320	56 500	2.40
OSA Y	34 020	33 090	3
OSA Z	92 640	11 920	3.85



ZÁVĚR

Velký pracovní rozsah frézky (osy X,Y) se uvažuje z důvodu obrábění hliníkových a dřevěných desek. Dostačující je i rozsah zdvihu frézy pro obrábění hliníkových bloků či obrobků atypického tvaru. Pomocí základních výpočtů byla ověřena životnost lineárního vedení ve všech osách obráběcího stroje. K tomu byly použity zjednodušené předpoklady a náhradní schémata. Mezi zjednodušené předpoklady patří zanedbání tření kuličkového šroubu, krycích ploch (měchy), apod. Životnost lineárního vedení a kuličkového šroubu (Tab. 3.6), se vztahuje k dynamickému zatížení, tedy v případě posuvu a současného zatížení od řezné síly. Pouze výpočet životnosti v ose Z se navíc vztahuje i k statickému zatížení, z důvodu velkého momentu vzniklého při maximálním vyložení nástroje (např.: obrábění hliníkových desek). Nízká životnost kuličkového šroubu v ose Z se vztahuje k ojedinělému frézování drážek, dutin, závitů, apod. Tato hodnota je dostačující, protože hlavní hrubovací operace se předpokládají v osách X a Y. Dynamické a kinematické hledisko obráběcího stroje nebylo v této práci vyhodnoceno, avšak byl na to brán zřetel. Rychlostní limit kuličkových šroubů a špičkový moment servomotorů by pro účel rychloposuvu měl být dostačující. K úspěšné realizaci je ještě nutné vyřešit krytování všech pohyblivých částí (náchylných na opotřebení v důsledku znečištění), napínání ozubeného řemenu, zakomponovat řídicí mechanismy servomotorů a vřetena (včetně rozvodu kabeláže), bezpečnostní mechanismy vedení a navrhnout kryt stroje v souladu s normou ISO. Odsávání pilin bude zajištěno externím zařízením, kde sací část je umístěna na upraveném držáku vřetene.





POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM Publishing, s.r.o, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] KOCMAN, Karel. *Technologie obrábění*. 2. vyd. Brno: CERM, 2005, 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
- [3] CUBBERLY, W a Ramon BAKERJIAN. *Tool and manufacturing engineers handbook*. Desk ed. Dearborn, Mich.: Society of Manufacturing Engineers, 1988. ISBN 08-726-3351-9.
- [4] Portal Milling Machines: Premium Range FZ30/FZ35. *F. Zimmermann GmbH* [online]. 2011-09-01 [cit. 2012-03-12]. Dostupné z: <http://www.zimmermann.com/products/portal-milling-machines/fz-30-fz-35.html>
- [5] Portálová obráběcí centra: Obráběcí centrum MCV 1210. TAJMAC-ZPS, a.s. [online]. 2012 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/portalova-obrabeci-centra>
- [6] Bridge-Type milling machines: correanayak | FP-50. Nicolás Correa S.A. [online]. 2011 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.correanayak.eu/productos/>
- [7] CNC Routers. CMS North America Inc. [online]. 2012 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.cmsna.com/cnc-routers.html>
- [8] ALBERT, Alain. *FPINNOVATIONS – FORINTEK DIVISION. Understanding CNC Routers: First Edition*. Kanada, 2011.
- [9] Hochfrequenzspindeln: M-Spindeln. ALFRED JÄGER GMBH. High Performance Spindles [online]. 2010 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.alfredjaeger.de/hf-spindel-spindeln/hf-spindel-uebersicht.html>
- [10] Spindels: BELT-DRIVEN DESIGNS. SETCO Spindels [online]. 2012 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.setco.com/>
- [11] SANDVIK COROMANT AB. *Technická příručka: Frézování*. Praha, 2011. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/downloads/pages/default.aspx>
- [12] SANDVIK COROMANT AB. *Katalog obráběcích nástrojů: Frézování*. Praha, 2011. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/downloads/pages/default.aspx>
- [13] ELTE SRL. *Electrospindles: Series STANDARD*. Itálie, 2010. Dostupné z: <http://www.eltesrl.com>
- [14] SKF CORP. *Catalogue: Profile rail guides LLT*. Německo, 2012. Dostupné z: http://www.skf.com/portal/skf_mec/
- [15] SKF Linear motion: Ball and roller screws. SKF GROUP. *Linear motion solutions* [online]. 2012 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://www.skf.com/portal/skf_mec/



- [16] ESTUN. EDB/EDC: All digital AC Servo Systems. Velká Británie, 2010. Dostupné z:
<http://www.estun-servo.com>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ae	[mm]	šířka pracovního záběru
ap	[mm]	maximální hloubka řezu
d2	[mm]	patní průměr kuličkového šroubu
f1	[-]	koeficient uložení kuličkového šroubu
f3	[-]	koeficient uložení kuličkového šroubu
f _s	[-]	součinitel tření vozíku a kolejnice
f _z	[mm]	posuv na zub
h _m	[mm]	průměrná tloušťka třísky
k _c	[N/mm ²]	měrná řezná síla
l _u	[mm]	vzdálenost mezi uloženími kuličkového šroubu
m _c	[-]	materiálová charakteristika
m _p	[kg]	předpokládaná hmotnost portálu
m _s	[kg]	předpokládaná hmotnost svislých saní
m _v	[kg]	předpokládaná hmotnost vřeteníku
n	[ot/min]	otáčky vřetena
n _k	[ot/min]	kritické otáčky hřídele - provozní
n _{kr}	[ot/min]	kritické otáčky hřídele
n _p	[ot/min]	požadované otáčky šroubu
n _r	[ot/min]	rychlostní limit hřídele - rychloposuv
n _v	[2s/min]	frekvence zdvihu vozíku (2x zdvih za minutu)
Ph	[mm]	stoupání závitu kuličkového šroubu
s	[m]	zdvih vozíku po kolejnici
v _c	[m/min]	řezná rychlost frézy
v _f	[mm/min]	posuv stolu
z _c	[-]	počet zubů frézy
C	[N]	dynamická únosnost vozíku
C'	[N]	dynamická únosnost vozíku redukována
C ₀	[N]	statická únosnost vozíku
DC	[mm]	průměr frézy
DCAP	[mm]	radiální hloubka řezu, šířka záběru
F _a	[N]	axiální síla
F _c	[N]	řezná síla



F_g	[N]	tíhová síla
F_{vz}	[N]	vzpěrná síla
F_z	[N]	tíhová síla od svislých saní působící na KŠ v klidu
L_{10}	[m]	životnost vozíku
L_{10H}	[hod]	nominální životnost vozíku
M_K	[Nm]	krouticí moment
M_B	[Nm]	zádržný moment v klidu
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení vozíku
P_C	[kW]	požadovaný užitečný výkon
Q	[cm ³ /min]	rychlost úběru materiálu
η_p	[%]	praktická účinnost kuličkového šroubu
γ_0	[°]	úhel čela břitů
η	[-]	teoretická účinnost kuličkového šroubu
η'	[-]	nepřímá účinnost kuličkového šroubu
μ	[-]	koeficient uložení typu kuličkového šroubu



SEZNAM PŘÍLOH

- VÝKRES SESTAVENÍ KONSTRUOVANÉHO STROJE
- CD ROM OBSAHUJÍCÍ 3D MODEL STROJE